



# Análisis energético y exergético de una bomba de calor de expansión directa con energía solar

## *Exergy and energy analysis of a direct expansion solar assisted heat pump*

Francis B. Gorozabel Chata<sup>1</sup>; Tania Carbonell Morales<sup>2, \*</sup>

<sup>1</sup>Universidad Técnica de Manabí, Portoviejo, Ecuador.

<sup>2</sup>Universidad Tecnológica de la Habana, La Habana, Cuba.

\*Autor de correspondencia: [taniac@ceter.cujae.edu.cu](mailto:taniac@ceter.cujae.edu.cu)

Recibido: 27 de marzo de 2019

aprobado: 12 de octubre de 2019

Licencia de uso y distribución Creative Commons Reconocimiento-No Comercial 4.0 Internacional 

### RESUMEN/ABSTRACT

Una bomba de calor de expansión directa con energía solar (BCAES-ED) es una tecnología de calentamiento de agua con mucho potencial en países con climas tropicales y húmedos siendo relevante realizar análisis basados en la energía y la exergía que permitan caracterizar su funcionamiento e impulsar su aplicación. El presente artículo muestra los resultados de un estudio realizado a una BCAES-ED ubicada en la ciudad de Portoviejo, Ecuador. En la instalación experimental se estudió la influencia de la variación del área del colector/evaporador para valores de 3 y 1,5 m<sup>2</sup> y velocidad de rotación del compresor de 400 y 600 rpm. Los análisis energéticos reportaron coeficiente de desempeño entre 3.5 y 4.5. La eficiencia exergética del sistema obtenida fue de 70 % para un área de colector/evaporador de 1.5 m<sup>2</sup> y velocidad de rotación del compresor de 600rpm. Los resultados anteriores muestran la viabilidad de utilizar esta tecnología en países tropicales.

**Palabras clave:** Bomba de calor, COP, expansión directa, energía solar, exergía.

*A direct expansion solar assisted heat pump (BCAES-ED) is a water heating technology with great potential in countries located in tropical and humid areas, so it is important to conduct energy and exergy-based analyzes that allow characterization its operation and promote its application in industrial processes. The present study used meteorological parameters that influence an experimental installation located in Portoviejo-Ecuador for a collector / evaporator of 3 and 1.5 m<sup>2</sup> and compressor rotation speeds of 400 and 600 rpm. The energy analysis reported a coefficient of performance of the system between 3.5 and 4.5. The compressor obtained the highest value of exergy destruction, followed by the solar collector, the condenser and the expansion valve. The exergy efficiency of the system reached the value of 70%. The feasibility and advantages of using this technology in tropical countries are demonstrated.*

**Key words:** Heat pump, COP<sub>H</sub>, direct expansion, solar energy, exergy.

### INTRODUCCIÓN

Existe una tecnología con mucho potencial que aún no logra desarrollarse comercialmente y sigue despertando el interés de la comunidad científica internacional, debido a que es capaz de combinar las bondades que brinda un sistema convencional de calentamiento de agua con energía solar con una bomba de calor. Esta tecnología en desarrollo es conocida como bomba de calor de expansión directa con energía solar (BCAES-ED). La misma integra en una unidad el colector solar y el evaporador, un refrigerante como fluido de trabajo se expande en este panel evaporador/colector solar por donde pasa a una fase de transición de líquido a vapor debido a la ganancia de energía solar, unido a un compresor, condensador y una válvula de expansión completando lo que se conoce como un ciclo mecánico de compresión de vapor. Las perspectivas y actualidad de esta tecnología de calentamiento de agua han sido revisadas [1-3], con la finalidad de discernir su campo de aplicación en procesos agroindustriales de zonas rurales, pero aún no se logra conocer el comportamiento de la misma sobre todo en zonas que se caracterizan por tener altas temperaturas, humedad y radiación solar.

Cómo citar este artículo:

Francis B. Gorozabel Chata, Tania Carbonell Morales. Análisis energético y exergético de una bomba de calor de expansión directa con energía solar. 2019, vol. 41, n.1, enero/abril. ISSN: 1815-5901

Sitio de la revista: <http://rie.cujae.edu.cu/index.php/RIE>

En los últimos años se ha incrementado el estudio de la BCAES-ED como tecnología de calentamiento de agua, varios estudios analíticos, numéricos y experimentales han sido desarrollados por investigadores con la finalidad de caracterizar el coeficiente de desempeño y la eficiencia exergética de una BCAES-ED buscando mejorar el rendimiento térmico. El coeficiente de operación del sistema ( $COP_H$ ) está en función de parámetros meteorológicos como la temperatura ambiental, radiación solar y también de parámetros operacionales como la velocidad de rotación del compresor [4]. La influencia del área del panel evaporador/colector solar en el rendimiento térmico del sistema ha sido identificada por Zhu *et al.* [5], los cuales manifiestan que al incrementar el área del colector solar mejora el  $COP_H$  del sistema pero se reduce la eficiencia del colector solar y se incrementa la carga de trabajo del compresor. Siendo necesario analizar la influencia de las variables meteorológicas conjuntamente con los parámetros de operación para caracterizar el funcionamiento de esta tecnología y potenciar la introducción de la misma en climas tropicales y húmedos.

El  $COP_H$  de una BCAES-ED se encuentra en un rango de 1,5 a 9 para diferentes configuraciones y condiciones climáticas de países ubicados en diversas partes del mundo como Estados Unidos [6], Irán [7], India [8], China [9], Italia [10], entre otros, en la literatura revisada no existe información sobre estudios realizados en países ubicados en la zona ecuatorial como es el caso del Ecuador.

Otro análisis de importancia para discernir la aplicación de esta tecnología es la eficiencia exergética, Li *et al.* [11] y Kara *et al.* [12], encuentran que la mayor pérdida de exergía ocurre en el compresor. Liu and Zhang [13], encuentran que la destrucción de exergía en el colector solar disminuye significativamente cuando se incrementa el número de colectores solares en paralelo debido a que la caída de presión a través del colector solar decrece significativamente. Mohanraj *et al.* [14], confirman con sus resultados que es aceptable utilizar redes neuronales artificiales para predecir la destrucción de la exergía y la eficiencia exergética de una BCAES-ED.

El panel evaporador/colector solar de dos fases, integrado a una BCAES-ED fue estudiado por Amin *et al.* [15], el cual se ve afectado significativamente por el flujo másico del refrigerante, la radiación solar, el área del colector, la temperatura ambiental y la humedad relativa. Los resultados muestran que este tipo de colector solar gana una cantidad significativa de energía debido a la baja temperatura de funcionamiento. Zhang *et al.* [16], demuestran que el  $COP_H$  del sistema disminuye ligeramente con el aumento del área del colector solar, cuando este supera los 6,0 m<sup>2</sup>.

Con este panel evaporador-colector solar, el sistema puede ser operado incluso en ausencia de radiación solar en la noche y tiene grandes potencialidades para zonas tropicales.

Sun *et al.* [17], compararon el rendimiento térmico de un calentador de agua que utiliza una bomba de calor convencional de fuente de aire (ASHPWH) y una BCAES-ED, reportan que en condiciones de alta radiación solar y escasa nubosidad, el  $COP_H$  de la BCAES-ED es mayor que el de ASHPWH debido que a mayor radiación solar se obtienen valores más altos de la temperatura de evaporación del refrigerante en la bomba de calor. Este estudio demuestra la superioridad de esta tecnología en climas tropicales y húmedos.

El desempeño termodinámico de una BCAES-ED se puede determinar a partir de análisis energéticos y exergéticos, el presente artículo tiene como objetivo caracterizar termodinámicamente una BCAES-ED a partir de los datos experimentales de una instalación ubicada en Portoviejo, Ecuador. La influencia de parámetros de diseño y operación como el área del colector solar y la velocidad de rotación del compresor en el Coeficiente de desempeño ( $COP_H$ ) del sistema serán estudiados, además de conocer el componente de mayor destrucción de exergía y la eficiencia exergética de los elementos que conforman la BCAES-ED objeto de estudio. Los resultados permitirán caracterizar el funcionamiento de esta tecnología, impulsar su desarrollo comercial y visualizar su utilidad en diferentes aplicaciones industriales en regiones con climas cálidos y húmedos.

## MATERIALES Y MÉTODOS

La mayoría de las bombas de calor disponibles comercialmente operan en el ciclo mecánico de vapor-compresión que se muestra en la figura 1. El fluido de trabajo usualmente es R-134A, R-407C o R-410A, el cual es comprimido como vapor saturado en el estado 1 hasta la presión de condensación correspondiente, a través de un compresor rotatorio o centrífugo. Los procesos termodinámicos pueden ser observados en el diagrama T-S de la figura 2.

Tomando en cuenta que una pequeña cantidad de refrigerante líquido puede dañar las válvulas del compresor, se debe mantener un ligero grado de sobrecalentamiento a la salida del evaporador. El refrigerante como vapor sobrecalentado en el estado 2 es condensado mediante la circulación de agua fría o aire en el condensador; donde el calor latente y sensible de vaporización son liberados y transferidos al fluido o elemento refrigerante. Esta energía en el modo de calefacción se usa para mantener el reservorio a temperatura de la carga mientras el refrigerante sub-enfriado sale del condensador en el estado 3, donde pasa a un proceso de estrangulamiento a través de una válvula termostática de expansión la cual mantiene un sobrecalentamiento constante a la salida del evaporador, controlando el fluido del refrigerante a través del circuito.

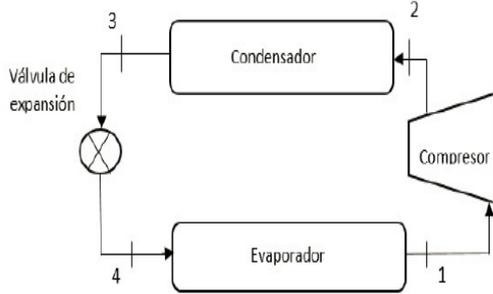


Fig. 1. Ciclo básico de compresión de vapor.

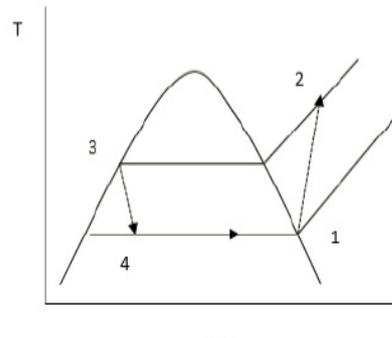


Fig. 2. Diagrama T-s de un ciclo básico de compresión de vapor.

El esquema de una BCAES-ED se muestra en la figura 3. Este sistema, además, trabaja en un ciclo mecánico de compresión de vapor ilustrado en la figura 1, y figura 2. Si tenemos en cuenta que este sistema emplea menos componentes, y el tipo de colector solar recomendado es el desnudo, tendremos una reducción en el costo de construcción de la instalación. Debido a la eliminación del circuito intermedio, también se mejora la eficiencia termodinámica del sistema. El desafío real está en mantener la diferencia de temperatura entre el colector y el medio ambiente en un rango de 0 a 10 grados  $^{\circ}\text{C}$ , para condiciones ambientales que varían ampliamente.

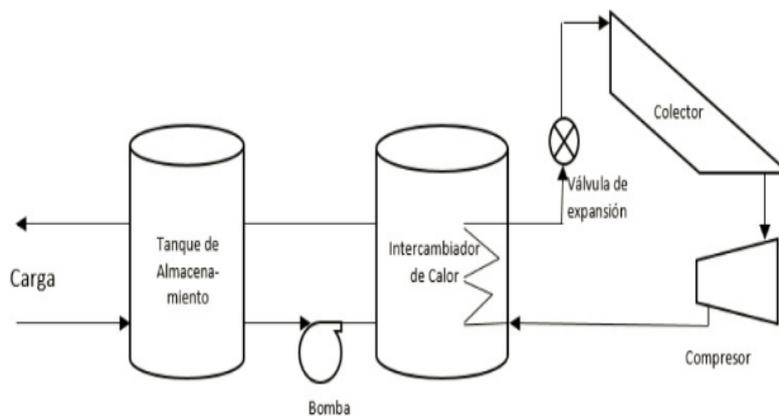


Fig. 3. Bomba de calor de expansión directa con energía solar.

Para el presente trabajo se utilizaron datos obtenidos de la estación experimental que se muestra en la figura 4, ubicada en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Manabí, en Portoviejo-Ecuador.

La instalación está conformada fundamentalmente por: un panel evaporador/ colector solar, un condensador tipo tanque, la unidad de compresión y la válvula de expansión. En el condensador tipo tanque se almacenan 250 litros de agua a una temperatura de  $51^{\circ}\text{C}$ . Este tanque tiene en su parte interior una tubería de 9.52 mm de diámetro en forma de espiral donde se condensa el refrigerante obteniendo el efecto de calefacción deseado, está aislado térmicamente en su contorno con 50 mm de poliuretano expandido para evitar pérdidas por transferencia de calor.

El evaporador/colector solar es de tipo desnudo, construido con una lámina de cobre de 1mm de espesor en la cual está fijada, en la parte posterior la tubería de cobre de 9.52 mm, este conjunto se encuentra aislado con poliuretano en su parte inferior. La unidad de compresión está acoplada a un motor eléctrico de corriente alterna que tiene dos poleas de diferentes diámetros, las cuales sirven para aumentar o disminuir las revoluciones del motor. Por último una válvula de expansión de 1/2 tonelada de refrigeración. En la tabla 1, se resumen las principales características de cada uno de los componentes de la instalación experimental.

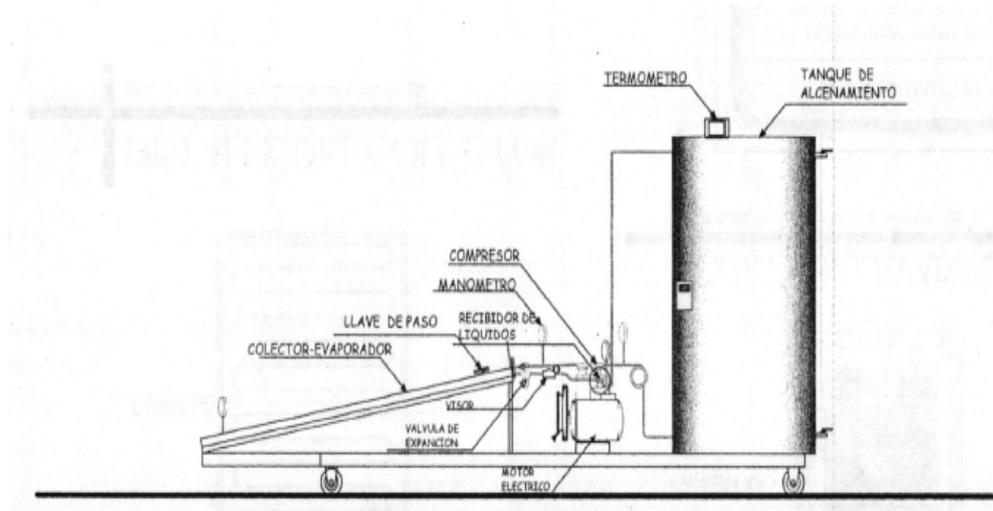


Fig. 4. Vista lateral de la estación experimental.

Tabla 1. Parámetros de diseño del equipo experimental para el análisis de una bomba de calor de expansión directa con energía solar.	
Componentes	Especificaciones
Colectores	Área. - Cada colector, 1.5 m <sup>2</sup> , total 3 m <sup>2</sup> .
	Plato absorbedor: Material cobre, espesor 1.0 mm.
	Tratamiento de la superficie del plato: Pintura negro mate, absorptividad 90% y emisividad 0.9
	Tuberías: material cobre, diámetro exterior 9.52 mm, diámetro interior 8 mm, espacio o distancia entre tubos de 100 mm.
	Material de aislamiento: Poliuretano expandido, espesor 50 mm.
	Inclinación del colector solar: 12°
	Coefficiente de pérdida de calor del Colector solar: 0,0259 kW/m <sup>2</sup> °K
	Producto de la transmisividad por la absorptividad: 0,81
Factor de eficiencia del colector: 0,9	
Compresor	Diámetro del cilindro A.04762 m.
	Carrera 0.05397 m
	Espacio muerto 3-II x 10-3 m.
	Número de cilindros: 2.
	$\eta_{com} = 0,78$ $\eta_{vol} = 0,78$
Condensador/tanque de agua	Capacidad 250 litros de agua.
	Material de aislamiento: Poliuretano expandido, espesor 50 mm

## DESEMPEÑO TERMODINAMICO DEL SISTEMA

Para caracterizar el desempeño térmico de una BCAES-ED se utilizan dos tipos de análisis, el análisis de energía, el cual evalúa el rendimiento térmico del sistema y el análisis basado en la exergía, el cual identifica él o los componentes del sistema que tienen un bajo desempeño lo que permite implementar mejoras en el mismo.

El rendimiento térmico de una bomba de calor es caracterizado por el coeficiente de desempeño  $COP_H$  definido mediante la ecuación (1):

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_C} \quad (1)$$

Donde  $\dot{Q}_H$  es la energía térmica entregado en el condensador, siendo  $\dot{Q}_H = \dot{m}_r Q_H$  y el calor obtenido  $Q_H$  se calcula mediante la siguiente ecuación. (2):

$$Q_H = h_2 - h_3 \quad (2)$$

La potencia de compresión  $\dot{W}_c = \dot{m}_r W_c$ , se obtiene calculando el trabajo de compresión  $W_c$ , mediante la ecuación (3), para un radio de presión  $P_2/P_1$ :

$$W_c = \frac{P_1 v_1}{\eta_{comp}} \left( \frac{k}{k-1} \right) \left[ \frac{P_2}{P_1}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3)$$

Donde  $k$  es el radio de calores específicos, y para el R-12 es 0,126,  $\eta_{com}$  es la eficiencia mecánica del compresor y  $V_1$  es el volumen específico del refrigerante al ingreso del compresor-

La masa de refrigerante que circula por el compresor se calcula de acuerdo con la siguiente ecuación (4):

$$\dot{m}_r = \frac{V_d N \eta_{vol}}{60 v_1} \quad (4)$$

Donde  $\dot{m}_r$  el flujo másico del refrigerante,  $V_d$  es el volumen de desplazamiento,  $\eta_{vol}$  es la eficiencia volumétrica del compresor,  $N$  es la velocidad de rotación del compresor.

Un modelo de evaporador/colector solar propuesto por Chaturvedi *et al.* [18], se utiliza para determinar la temperatura del colector  $T_1$  para valores dados de irradiación solar  $\dot{I}$  y temperatura ambiental  $T_a$ , utilizando parámetros del colector solar como el producto entre el coeficiente de transmitancia y la absorptividad del colector  $\tau\alpha$ , el factor de eficiencia del colector  $F'$ , el área del colector  $A_c$ , y el coeficiente de pérdida de transferencia de calor  $U_L$ , además de la propiedad termodinámica de la entalpía del refrigerante  $h_1$  y  $h_2$ , así como parámetros del compresor como el desplazamiento volumétrico  $VD$ . Un balance de energía de estado estable en el panel evaporador/colector solar establece que la energía neta del refrigerante que circula a través del colector es igual a la radiación solar incidente menos la pérdida de calor en el colector como se expresa en la ecuación (5):

$$\frac{VD}{v_1} (h_1 - h_4) = F' A_c \left[ \dot{I} (\tau\alpha) - U_L (T_1) - T_a \right] \quad (5)$$

De la ecuación (5), se puede despejar para encontrar el valor de  $T_1$ , que se muestra en la ecuación (6), tomando en cuenta que  $h_1$  y  $v_1$  están en función de la temperatura del colector  $T_1$ , se deduce que el proceso para resolver  $T_1$  es iterativo.

$$T_1 = T_a + \frac{\dot{I} (\tau\alpha)}{U_L} - \frac{VD}{v_1} \frac{(h_1 - h_4)}{U_L F' (A_c)} \quad (6)$$

Para realizar un análisis de exergía es necesario expresar en forma general la ecuación de balance de exergía  $\dot{E}$  para el sistema en general (tot) el cual se puede expresar con la siguiente ecuación (7):

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \dot{E}_{D,tot} + \dot{E}_{L,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \sum^n \dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,tot} \quad (7)$$

Donde  $\dot{E}_P$  representa la exergía del producto y es el resultado deseado expresado en términos de exergía que alcanza el sistema,  $\dot{E}_F$  es la exergía del combustible o los recursos exergéticos gastados para generar la exergía del producto. El término variable  $\dot{E}_{D,tot}$  representan la exergía destruida y  $\dot{E}_{L,tot}$  son las pérdidas de exergía en el sistema, ambas son mediciones absolutas de las ineficiencias termodinámicas. Los conceptos de producto y combustible se utilizan comúnmente en todo análisis exergético.

Para calcular la exergía del combustible de cada uno de los componentes (ks) de una BCAES-ED se utiliza la ecuación (8):

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (8)$$

La eficiencia del sistema en general se calcula con la ecuación (9), que se muestra a continuación.

$$\epsilon_{tot} = \frac{\dot{E}_{P,tot}}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (9)$$

También se puede utilizar la ecuación (10), cuando se busca la eficiencia exergética en cada componente:

$$\epsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (10)$$

La destrucción de exergía en cada uno de los componentes puede ser calculado según Kara *et al.* [13], a partir de las siguientes expresiones resumidas en la tabla 2, que se presenta a continuación:

<b>Tabla 2.</b> Destrucción de exergía en los componentes de una BCAES-ED	
Componente	$\dot{E}_{D,k}$
Compresor	$\dot{E}_{D,comp} = \dot{E}_{1,comp} - \dot{E}_{2,comp} + W_{cel}$
Condensador	$\dot{E}_{D,cond} = \left( \dot{E}_{2,cond} - \dot{E}_{3,cond} \right) + \left( \dot{E}_{6,cond} - \dot{E}_{5,cond} \right)$
VET	$\dot{E}_{D,vet} = \dot{E}_{3,vet} - \dot{E}_{4,vet}$
Colector solar	$\dot{E}_{D,col} = \dot{E}_{D,colectada} - \dot{E}_{D,usada}$

Para calcular la exergía utilizada  $\dot{E}_{utilizada}$  en un panel evaporador/colector solar se utiliza la ecuación (11):

$$\dot{E}_{utilizada} = \left[ \dot{m}_r (h_1 - h_4) \frac{T_o - T_e}{T_e} \right] \quad (11)$$

Donde  $\dot{m}_r$  es la masa del refrigerante,  $h_4$  y  $h_1$  es la entalpía del refrigerante a la entrada y a la salida del panel evaporador/colector solar,  $T_o$  es la temperatura del refrigerante en estado muerto y  $T_e$  es la temperatura de evaporación del refrigerante.

Para calcular la exergía colectada  $\dot{E}_{colectada}$  se utiliza la siguiente ecuación (12):

$$\dot{E}_{colectada} = A_c \dot{I} \left[ 1 + \frac{1}{3} \left( \frac{T_o}{T_s} \right)^4 - \frac{4}{3} \left( \frac{T_o}{T_s} \right) \right] \quad (12)$$

Donde  $A_c$  es el área del colector,  $\dot{I}$  es la Irradiación solar promedio en el colector de  $0,190 \text{ kW/m}^2$ , y  $T_s$  es la temperatura de la radiación solar donde se asume el valor de  $6000 \text{ K}$ . En la tabla 3, se resumen los principales parámetros a tener en cuenta en el análisis exergético, para un área de colector de  $1,5$  y  $3 \text{ m}^2$  y una velocidad de rotación del compresor de  $600 \text{ rpm}$ , con las propiedades termodinámicas como la temperatura (T), Presión (P), además de flujo másico ( $\dot{m}_r$ ) y valor de exergía ( $\dot{E}$ ).

Tabla 3. Datos termodinámicos de todos los procesos asociados a una BCAES-ED.										
Estado	Nombre del componente	Fluido	Área del colector = $3 \text{ m}^2$				Área del colector = $1,5 \text{ m}^2$			
			T (°K)	P (kPa)	$\dot{m}_r$ (kg/s)	$\dot{E}$ (kW)	T (°K)	P (kPa)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{E}$ (kW)
0	Estado muerto	R-12	304,15	101,33	-	-	304,15	101,33	-	-
0'	Estado muerto	Agua	304,15	101,33	-	-	304,15	101,33	-	-
1	Entrada al compresor	R-12	309,85	160	0,013	0,1019	285,35	184	0,0148	0,1665
2	Salida del compresor/entrada al condensador	R-12	387,7	972	0,013	0,6475	366,9	1007	0,0148	0,7035
3	Salida del condensador/entrada a la VET	R-12	313,2	972	0,013	0,5000	315,8	1028	0,0148	0,5737
4	Salida de la VET/entrada al colector solar.	R-12	279,1	376	0,013	0,4724	266,1	244	0,0148	0,4972
5	Salida agua de circulación	Agua	313	250	0,043	1,6360	313	250	0,043	1,6360
6	Entrada agua de circulación	Agua	303	250	0,043	1,6089	303	250	0,043	1,6089

Los refrigerantes R-12 y R-22 han sido ampliamente estudiados, pero debido a los efectos negativos que estos causan en la capa de ozono fue prohibido su uso en países en vías de desarrollo desde el año 2010 para el R-12 y 2040 para el R-22, por el acuerdo de Montreal. En la actualidad se hace urgente realizar nuevos experimentos con refrigerantes que reemplacen a los ya en desuso y el presente trabajo sirve como línea base para futuras comparaciones.

## RESULTADOS Y (O) DISCUSION

En la figura 5, se muestra la variación del COP con respecto al tiempo en una BCAES-ED, evaluándose el comportamiento de la misma para dos velocidades de rotación del compresor,  $400$  y  $600 \text{ rpm}$ . La BCAES-ED utiliza un colector solar de  $3 \text{ m}^2$  y está ubicada en la ciudad de Portoviejo- Ecuador la cual se puede considerar una zona tropical, caracterizada por temperaturas ambientales promedio que oscilan entre  $34,2$  y  $27,2 \text{ °C}$

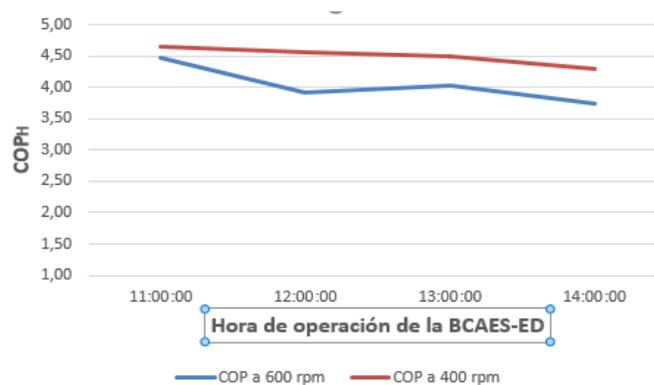


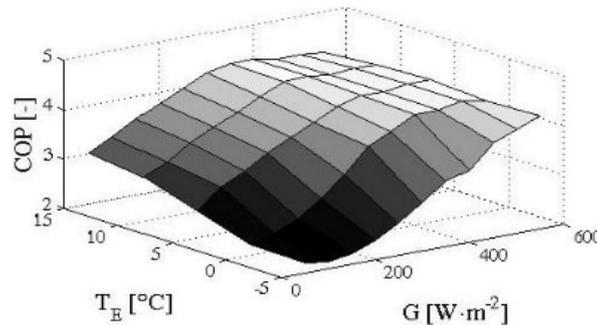
Fig. 5. Variación del COP con respecto al tiempo para velocidades del compresor de  $400$  y  $600 \text{ rpm}$  con un colector solar de  $3 \text{ m}^2$

Tomando en consideración las condiciones establecidas se puede observar que cuando se reduce la velocidad de rotación del compresor de 600 a 400 rpm, se incrementa el COP del sistema. Estos resultados concuerdan con los reportados por Kong *et al.*[4], quienes encuentran mejoras significativas en el rendimiento del sistema cuando se reduce la velocidad de rotación del compresor.

En la tabla 4, se muestran los resultados de la variación del COP en la a BCAES-ED objeto de estudio al variar el área del colector solar entre 1,5 y 3 m<sup>2</sup> respectivamente y para una velocidad de rotación del compresor de 600 rpm.

<b>Tabla 4.</b> Coeficiente de Desempeño y eficiencia del colector para un área de colector de 1,5 y 3 m <sup>2</sup> y una velocidad de rotación del compresor de 600 rpm para una BCAES-ED				
	<b>Área del Colector: 3 m<sup>2</sup></b>		<b>Área del Colector: 1,5 m<sup>2</sup></b>	
<b>HORA</b>	<b>COP</b>	<b>Eficiencia del Colector</b>	<b>COP</b>	<b>Eficiencia del Colector</b>
11:00:00	4,46	0,63	3,93	1,21
12:00:00	3,92	0,59	3,71	1,16
13:00:00	4,02	0,68	3,65	1,28
14:00:00	3,75	0,78	3,44	1,48

Respecto al COP del sistema el cambio en el área del evaporador/colector solar, para igual velocidad del compresor, no muestra una influencia significativa, obteniéndose valores similares entre 4.4 y 3.4. Vea la figura 6.



**Fig. 6.** COP<sub>H</sub> en función de la temperatura ambiental y la radiación solar según Molinaroli *et al.* [10].

Molinaroli *et al.*[10], muestran como al incrementarse la temperatura ambiental o la radiación solar se incrementa el COP<sub>H</sub> del sistema, hasta que este alcanza una estabilidad en el mismo. Esto explica altos rendimientos de una BCAES-ED en climas tropicales y húmedos. Por su parte Zhang *et al* [16], reportan resultados similares cuando estudian el efecto que tiene el panel evaporador/colector solar sobre el COP del sistema.

En la tabla 5, se muestran los resultados del análisis exergético de la BCAES-ED estudiada, variando el área del panel evaporador/colector solar entre 3 m<sup>2</sup> y 1,5 m<sup>2</sup>. La eficiencia exergética del sistema en general mejora de un 63 a un 70% cuando se reduce el área del colector para las condiciones climatológicas de Portoviejo, Ecuador. Esto se debe a la reducción de la destrucción de la exergía en el colector solar lo que incrementa la eficiencia exergética del panel evaporador/colector solar. El componente que presenta mayor destrucción de exergía es el compresor, seguido del condensador y la válvula de expansión.

**Tabla 5.** Datos obtenidos de un análisis exergético convencional aplicado a una BCAES-ED

Componente	Área de Colector= 3m <sup>2</sup>				Área de Colector= 1,5m <sup>2</sup>			
	$\dot{E}_{F,k}$ (kW)	$\dot{E}_{P,k}$ (kW)	$\dot{E}_{D,k}$ (kW)	$\varepsilon_k$ (%)	$\dot{E}_{F,k}$ (kW)	$\dot{E}_{P,k}$ (kW)	$\dot{E}_{D,k}$ (kW)	$\varepsilon_k$ (%)
Compresor	0,99	0,55	0,44	0,55	1,11	0,54	0,57	0,49
Condensador	0,65	0,50	0,12	0,77	0,70	0,57	0,10	0,82
Válvula de expansión Termostática VET	0,50	0,47	0,03	0,94	0,57	0,50	0,08	0,87
Colector solar/evaporador	0,53	0,16	0,37	0,30	0,27	0,25	0,01	0,96
Sistema en general	2,67	1,68	0,96	0,63	2,65	1,86	0,76	0,70

Los resultados obtenidos en el presente análisis exergético para cada componente de la BCAES-ED concuerdan con los estudios exergéticos de Li *et al.*[11], Kara *et al.* [12] y Liu y Zhang [13], quienes reportan de estudios numéricos y experimentales que la mayor destrucción de exergía ocurre en el compresor.

Se obtuvo un valor de eficiencia exergética del 70% para la BCAES-ED estudiada operando en las condiciones climatológicas de Portoviejo-Ecuador, valor muy superior al 26% reportado por Mohanraj *et al.*[14], Liu y Zhang [13], y el 21% presentada por Li *et al.*[11].

## CONCLUSIONES

Del análisis energético y exergético realizado a la BCAES-ED objeto de estudio, se obtuvo que el Coeficiente de desempeño se encuentra en un rango entre 3,5 – 4,5 cuando opera para las condiciones climatológicas de Portoviejo- Ecuador, es decir condiciones de clima cálido y húmedo. La mayor destrucción de exergía ocurre en el compresor coincidiendo con algunas investigaciones realizadas por otros autores. Al reducir el área del colector de 3m<sup>2</sup> a 1,5 m<sup>2</sup> manteniendo la misma velocidad del compresor (600 rpm) se reduce del 37 a 1% la exergía destruida en el panel evaporador/colector solar incrementándose la eficiencia exergética del sistema de un 63 a 70%, con una reducción del COP<sub>H</sub> del sistema en un 9%.

El presente estudio demuestra la viabilidad técnica de utilizar una BCAES-ED en países con un clima tropical y húmedo, siempre y cuando la temperatura ambiental sea elevada y se encuentre en un rango entre 25-35 °C como ocurre en Portoviejo- Ecuador.

## REFERENCIAS

- [1]. Gorozabel-Chata, F.-B. and Carbonell-Morales, T. "Actualidad y perspectivas de una bomba de calor de expansión directa con energía solar". *Ingeniería Mecánica*. 2016, v. 19, n.1, p. 49-58. ISSN: 1815-5944. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: [http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1815-59442016000100007](http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1815-59442016000100007)
- [2]. Omojaro, P. and Breitkopf, C. "Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013, v. 22, p. 33-45. ISSN: 13640321. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032113000609> ; DOI:10.1016/j.rser.2013.01.029.
- [3]. Buker, Mahmut S. and Riffat, S.B. "Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016, v. 55, p. 399-413. ISSN: 1364-0321. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032115012368> ; DOI:<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.157>.
- [4]. Kong, X.Q., Li, Y., Lin, L., et al. "Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A". *International Journal of Refrigeration*. 2017, v.76, p. 136-146. ISSN: 0140-7007. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700717300403> ; DOI:<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.01.020>.
- [5]. Zhu, M., Xie, H., Zhang, B., et al. "The Characteristics of the Evaporator/Evaporator for Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump System ". *Journal of Power and Energy Engineering*. 2013, v. 1, p. 73-76. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: [https://www.researchgate.net/publication/276495765\\_The\\_Characteristics\\_of\\_the\\_EvaporatorEvaporator\\_for\\_Direct\\_Expansion\\_Solar\\_Assisted\\_Heat\\_Pump\\_System](https://www.researchgate.net/publication/276495765_The_Characteristics_of_the_EvaporatorEvaporator_for_Direct_Expansion_Solar_Assisted_Heat_Pump_System) ; DOI: 10.4236/jpee.2013.15012

- [6]. Malali, P.D., Chaturvedi, S.K., and Abdel-Salam, T.M. "An approximate method for prediction of thermal performance of direct expansion-solar assisted heat pump (DX-SAHP) systems for water heating applications". *Energy Conversion and Management*. 2016, v. 127, p. 416-423. ISSN: 0196-8904. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890416307956> ; DOI:<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.017>.
- [7]. Yousefi, M. and Moradali, M. "Thermodynamic analysis of a direct expansion solar assisted heat pump water heater". *Journal of Energy in Southern Africa*. 2015, v. 26, n. 2, p. 110-117. ISSN: 1021-447X. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: [http://www.scielo.org.za/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1021-447X2015000200012](http://www.scielo.org.za/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1021-447X2015000200012)
- [8]. Paradeshi, L., Srinivas, M., and Jayaraj, S. "Parametric Studies of a Simple Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump Operating in a Hot and Humid Environment". *Energy Procedia*. 2016, v. 90, p. 635-644. ISSN: 1876-6102. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610216314424> ; DOI:<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.232>.
- [9]. Sun, X., Wu, J., Dai, Y., et al. "Experimental study on roll-bond collector/evaporator with optimized-channel used in direct expansion solar assisted heat pump water heating system". *Applied Thermal Engineering*. 2014, v. 66, n. 1-2 p. 571-579. ISSN: 13594311. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431114001525> ; DOI:10.1016/j.applthermaleng.2014.02.060.
- [10]. Molinaroli, L., Joppolo, C.M., and De Antonellis, S. "Numerical Analysis of the Use of R-407C in Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump". *Energy Procedia*. 2014, v. 48, p. 938-945. ISSN: 18766102. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610214003695> ; DOI:10.1016/j.egypro.2014.02.107.
- [11]. Li, Y.W., Wang, R.Z., Wu, J.Y., et al. "Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater". *Applied Thermal Engineering*. 2007, v. 27, n. 17-18, p. 2858-2868. ISSN: 13594311. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S135943110600281X> ; DOI:10.1016/j.applthermaleng.2006.08.007.
- [12]. Kara, O., Ulgen, K., and Hepbasli, A. "Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2008, vol. 12, n. 5 p. 1383-1401. ISSN: 13640321. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032107000081> ; DOI:10.1016/j.rser.2006.12.001.
- [13]. Liu, L. and Zhang, H. "Energy-exergy analysis of a direct expansion solar assisted heat pump floor heating system". in *International conference on materials for renewable energy & environment (ICMREE 2011)*. 2011. p. 213-21. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/5930798>
- [14]. Mohanraj, M., Jayaraj, S., and Muraleedharan, C. "Exergy analysis of direct expansion solar-assisted heat pumps using artificial neural networks". *International Journal of Energy Research*. 2009, v. 33, n. 11, p. 1005-1020. ISSN: 0363907X1099114X. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/er.1534> ; DOI:10.1002/er.1534.
- [15]. Amin, Z.M., Hawlader, M.N.A., and Shaochun, Y. "Analysis and Modeling of Solar Evaporator-Collector". *IJUM Engineering*. 2015, v. 16, n. 2 p. 13-29. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://journals.iium.edu.my/ejournal/index.php/iijumej/article/view/601/421>
- [16]. Zhang, D., Wu, Q.B., Li, J.P., et al. "Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system". *Applied Thermal Engineering*. 2014, v. 73, n. 1, p. 522-528. ISSN: 13594311. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S135943111400653X> ; DOI:10.1016/j.applthermaleng.2014.07.077.
- [17]. Sun, X., Dai, Y., Novakovic, V., et al. "Performance Comparison of Direct Expansion Solar-assisted Heat Pump and Conventional Air Source Heat Pump for Domestic Hot Water". *Energy Procedia*. 2015, v. 70, n. 2015, p. 394-401. ISSN: 18766102. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610215002623> ; DOI:10.1016/j.egypro.2015.02.140.
- [18]. Chaturvedi, S.K., Gagrani, V.D., and Abdel-Salam, T.M. "Solar-assisted heat pump – A sustainable system for low-temperature water heating applications". *Energy Conversion and Management*. 2014, v. 77, p. 550-557. ISSN: 0196-8904. [Consultado en julio de 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890413006110> ; DOI:<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.050>.

### **CONFLICTO DE INTERESES**

Los autores declaran que no existen conflictos de intereses

### **CONTRIBUCIÓN DE LOS AUTORES**

**Francis B. Gorozabel Chata:** <https://orcid.org/0000-0003-1092-3346>

Responsable de la idea y diseño del estudio, de la recogida de datos, y del análisis e interpretación de la investigación. Participó en el análisis de los resultados y en la revisión y redacción del informe final.

**Tania Carbonell Morales:** <https://orcid.org/0000-0002-8209-3858>

Responsable de diseño del estudio y del análisis e interpretación de la investigación. Participó en el análisis de los resultados y en la revisión y redacción del informe final.